

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭57—146938

⑪ Int. Cl.³
F 16 F 15/26
// F 02 B 75/40

識別記号

庁内整理番号
6581—3 J
6831—3 G

⑬ 公開 昭和57年(1982)9月10日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 8 頁)

⑭ 振動を減らす手段を有する往復機関

⑯ 特 願 昭56—32357

⑰ 出 願 昭56(1981)3月6日

⑱ 発 明 者 ポール・グレビル・モートン
英国ウォルバーハンプトン・ワ
イトウィツク・ファースウェイ
15

⑲ 出 願 人 トライアンフ・モーターサイク
ルス(メリダン)・リミテッド
英国ウエスト・ミッドランツ・
コベントリー・シー・ブイ5
9エー・ユー・エイルスリー・
メリダン・ワークス(番地な
し)

⑳ 復代理人 弁理士 小島庸和

明 細 書

1. 発明の名称

振動を減らす手段を有する往復機関

2. 特許請求の範囲

(1) 少なくとも1つのピストン(10)、そのピストンに一端で連結されているコネクティング・ロッド(12)、該コネクティング・ロッドの他端に取り付けられているクランク軸(14)、つりあい鉤りを構成しクランク軸上にその一端で枢着されているつりあいリンク(17)よりなり、つりあいリンクの他端はガイド手段(19)、(20)、(21)によつてクランク軸の軸に垂直なほゞ直線的な行程を、ピストンと反対方向に強制的に動かされ、該ガイド手段は固定点にその一端(21)で枢着されたガイド・リンク(19)の形をしている往復機関において、ガイド・リンク(19)の他端(20)がつりあいリンク(17)の衝撃(打撃)の中心と実質的に一致する点に取り付けられ、該衝撃の中心が、つりあいリンクの重力中心(4)とクランク

軸(14)への連結点(4)の間の距離によつて分割されたつりあいリンク(17)の回転の極半径の2乗に等しい距離であるつりあいリンク(17)の重力中心(4)から移動することにより限定され、それによつてエンジンが作動している間、つりあいリンク(17)がピストン(10)とコネクティング・ロッド(12)のすべての慣性の力を実質的につりあわせることを特徴とする往復機関。

(2) コネクティング・ロッド(12)、つりあいリンク(17)及びガイド・リンク(19)の配置が $\frac{AB}{BC}$ が実質的に $\frac{DE}{DC}$ に等しくなるようにしたこととを特徴とする特許請求の範囲第(1)項の往復機関。

ただし、ここで、ABはコネクティング・ロッド(12)とピストン(10)の連結点(A)からコネクティング・ロッド(12)とクランク軸(14)の連結点(B)までの距離、

BCはクランク軸(14)の軸(C)からコネクティング・ロッド(12)とクランク軸(14)の連結

点間までの距離、

DEはつりあいリンク(17)とクランク軸(14)との連結点Dからガイド・リンク(19)とつりあいリンク(17)との連結点Eまでの距離、
DCはクランク軸の軸心からつりあいリンク(17)とクランク軸(14)との連結点Dまでの距離、

であり、これによりエンジンの2次的振動が減らされる。

- (3) ガイド・リンク(19)がクランク軸の軸(5)と、ピストン(10)とコネクティング・ロッド(12)を結ぶ仮想の線には直角に延在することを特徴とする特許請求の範囲第(1)又は(2)項の機関。
- (4) クランク軸の軸心と、つりあいリンク(17)とガイド・リンク(19)の連結点を結ぶ仮想の線がクランク軸の軸心と、ピストン(10)とコネクティング・ロッド(12)との連結点を結ぶ仮想の線と実質的に同一直線上にあることを特徴とする特許請求の範囲第(1)、(2)又は(3)項

の機関。

- (5) 機関が、普通のクランク(32)に連結されたコネクティング・ロッド(31)を夫々に有する二つのピストン(30)を有する並列2気筒内燃機関であることを特徴とする特許請求の範囲第(1)、(2)、(3)又は(4)項の機関。
- (6) 単一のピストン(10)及び連合のコネクティング・ロッド(12)及びクランク軸(14)及び該コネクティング・ロッドの両側に各1個ずつある2個のつりあいリンクよりなることを特徴とする特許請求の範囲第(1)、(2)、(3)又は(4)項の機関。
- (7) つりあいリンク(37)がガイド・リンク(43)がその中で動く溝穴(46)で形成されることを特徴とする特許請求の範囲第(1)、(2)、(3)、(4)、(5)又は(6)項の機関。
- (8) つりあいリンク(17)がピストン(10)が動く平面と実質的に平行な平面をピストンと同じ方向に動くことを特徴とする特許請求の範囲第(1)、(2)、(3)、(4)、(5)、(6)又は(7)項の機関。

3. 発明の詳細な説明

本発明は往復機関(レシプロケイティング・エンジン)、特に、しかしそれに限られるわけではないが、高速内燃機関における振動を減らす手段に関する。

内燃機関は、一つはクランク軸の回りの振動に原因するものと他のはいわゆる並進運動(translational)の振動に原因する、2種類の振動が起り勝ちである。本発明は往復運動をする部分、主としてピストン及びコネクティング・ロッドから生ずる慣性の力に原因して生ずる並進運動の振動を減らすことに関する。ほとんどの6気筒エンジンではそれらの振動の力はピストンの配列により自動的につりあう(self-balancing)。直列4気筒エンジンの場合、回転振動数強制力は自動的につりあうが、弦振動(harmonic vibrations)だけがつりあわない。しかし、大きな単気筒及び並列2気筒エンジンについては、回転振動数及び2倍回転振動数振動強制力を減らすことに重大な問題が生ずる。

色々な方法が振動数を減らすために提案されてきた。一つの方法は、クランク軸と反対向きに回転するアンバランスなシャフトを使うというものである。しかし、そのような装置は、唯エンジンの回転によつて起る振動を相殺するだけで、特別な駆動装置が要し、やかましくて又頼りにならないし、そしてエンジンに組み込むには比較的費用がかかる。

ピストンとは反対側のクランク軸につりあわせ手段を設け、ピストンと反対に動かすことによつて、並進運動の振動の力をつりあわせることが提案されてきた。例えば、英国特許第1,141,189号にはそのようなつりあわせ手段が開示されており、それら並進運動の振動をいくらか減らすには効果的である。しかし、提案された装置は、例えばオートバイに使われるような高速往復機関における最適なつりあい特性を提供するものではない。これは先の装置ではクランク軸の軸には直角にそしてクランク軸の軸とピストンとを結ぶ線の方に無理につりあい

釣り (counterbalance) の質量を動かすところの枢着されたリンクからそのつりあい釣りの質量を支えるための最適な位置については何らの考慮も払われていないためにそのようなことが起る。クランク軸からその上で支えられている腕を含めて、つりあい釣りの全質量を考えてこの位置を通ることによつて、つりあい釣りのつりあわせ作用は完璧なものとなり得る。

同様に例えばオートバイに利用できる限られたスペースに収めることのできるつりあい釣りのコンパクトな構成を達成することに何の考慮もなされてこなかった。そのようなコンパクトな構成を達成するためには、つりあい釣りはクランク軸のできる丈近づけておかなければならない。その結果、もし最適なつりあい作用が達成されるべきであるならば、その質量を割引くことのできない支持腕を収める余地はほとんどない。

従つて、本発明は、単純で、簡潔な方法で組み立てられることができ、そして低騒音レベル

を産み出す装置においてつりあわせ作用が完璧である往復機関のつりあわせ手段を提供するものである。

本発明によれば、往復機関は少なくとも一箇のピストン、そのピストンに一端でつながっているコネクティング・ロッド、該コネクティング・ロッドの他端に取り付けられているクランク軸、そしてつりあい釣りを構成し、そして一端でクランク軸に枢着されているつりあいリンクを有し、つりあいリンクの他端はガイド手段によつてクランク軸の軸に直交し、ピストンと反対に動くほぼ真直な行程を強制的に動かされ、該ガイド手段はその一端で固定点に枢着されたガイド・リンクの形であり、該装置はガイド・リンクの他端がつりあいリンクの衝撃の中心と実質的に一致する一点に取り付けられており、衝撃の中心はつりあいリンクの重力中心とクランク軸に連結している点の距離によつて分けられたつりあいリンクの回転半径の2乗に等しい距離でつりあいリンクの中心から移動すること

によつて限定され、それによつてエンジンが作動している間、つりあいリンクはピストンとコネクティング・ロッドのすべての慣性の力を実質的につりあわせる。

エンジンの2次の振動を減らすために、コネクティング・ロッド、つりあいリンク及びガイド・リンクの配置を、 $\frac{AB}{BC}$ が実質的に $\frac{DE}{DC}$ に等しくなるようにする。ここで

ABは、コネクティング・ロッドとピストンの連結点からコネクティング・ロッドとクランク軸の連結点までの距離、

BCはクランク軸の軸からコネクティング・ロッドとクランク軸の連結点までの距離、

DEはつりあいリンクとクランク軸の連結点からガイド・リンクとつりあいリンクの連結点までの距離、そして

DCはクランク軸の軸からつりあいリンクとクランク軸との連結点までの距離であり、

これによつて2次の振動が減らされる。

ガイド・リンクは、クランクの軸とピスト

ンとコネクティング・ロッドの連結点を結ぶ仮想の線にほぼ直角に延在するのが好ましい。

本発明は、普通のクランク軸に連結されたコネクティング・ロッドを夫々に有する2つのピストンを有し、つりあいリンクがコネクティング・ロッドの間で該クランク軸に連結されている並列2気筒内燃エンジンに特に適する。

都合のよいことに、クランク軸の軸と、つりあいリンクとガイド・リンクとの連結点を結んだ仮想の線は、クランク軸の軸と、ピストンとコネクティング・ロッドの連結点を結ぶ仮想の線と実質的に同一直線上にある。

本発明の特徴は、実施例としてのみ示す種々の実施態様についての記載と図面とによつて一層明らかになるであろう。

第1図において、エンジンはシリンダ(11)内を往復運動することができ、軸受(13)を介してコネクティング・ロッド(12)に枢着されているピストン(10)を有する。コネクティング・ロッド(12)の他端はすべて公知の手段によつて、軸

受(15)を介してクランク軸(14)に連結されている。

つりあいリンク(17)はクランク・ピン(18)により軸受を介してクランク軸(14)に枢着されている。クランク・ピンはクランク軸(14)のピボット軸(16)をはさんで軸受(15)の180°反対側に配置されている。図の装置では、つりあいリンクの点(20)はクランク軸の軸(15)と軸受(13)を結ぶ仮想の線に沿う方向に動くはずであり、そしてその目的のために点(20)はガイド手段又はガイドの間を直線的に動くスライダーによつて構成されることが出来る。しかし乍ら、本発明によれば、ガイド・リンク(19)は点(20)で枢着されており、ガイド・リンク(19)は、点(20)が行程の中心にあるときに該仮想の線には直角に延在している。ガイド・リンク(19)の他端はエンジンのクランクケース上の固定点(21)に枢着されている。枢軸で回転するリンク(19)を使用することによつて、すべり接触が避けられ、枢動(pivoting movements)のみが行な

われる。勿論、リンク(19)は該仮想線の反対側にのびることも出来る。

第1図において、枢軸(13)、(15)、(16)、(18)、(20)及び(21)は夫々A、B、C、D、E及びFで表わされており、Gはつりあいリンク(17)の重力中心を表わす。もしつりあいリンクの質量を m 、ガイド・リンク(19)の慣性モーメントを I 、エンジンの往復運動する質量を M とすると、つりあいリンク構成の理想的な形は次の方程式により決まる。

$$1 \quad \frac{m \times DG \times DC}{DE} + \frac{I \times DC}{FE^2} = M \times BC$$

$$2 \quad \frac{AB}{BC} = \frac{DE}{DC}$$

条件2はエンジンの2次的な振動が少なくなることとを保証する。2次的な振動は進行速度の2倍の振動数をもつ振動であり、それはコネクティング・ロッド対クランクの比、即ちAB:BCの比が小さくなるとより重要なものとなる。その結果、2次的振動は、コネクティング・ロ

ッドが比較的短い簡単なエンジンではより重要なものとなる。

$$3 \quad \text{つりあいリンクの回転の極半径の2乗は} \\ = DG \times GB$$

条件3は枢軸(20)が置かれる位置Eを決定し、しかして点(20)が正しく位置決めされそして最適なつりあいが達成されることが保証されるためにはこの条件が充足されることが重要である。位置Eはつりあいリンクの「衝撃(打撃)の中心」を表わす。

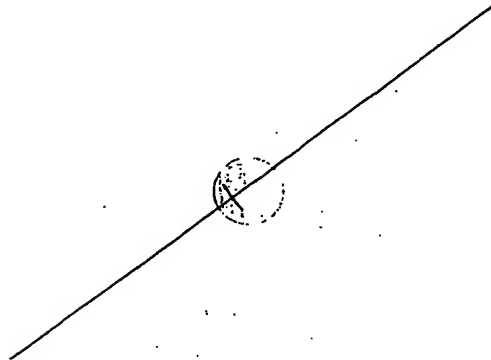
もし、上記の条件1~3が満たされるなら、往復運動の力はつりあいがとれ、A、C及びEを通る平面に垂直な方向のみせかけの振動は全く生じない。

4. 上記の条件に加えて、クランク軸はC点に位置する本来のコネクティング・ロッドの回転部分に等しい質量と、同様にD点における $m \times \frac{DE}{DC}$ に等しい質量とを考慮に入れてつりあわせられなければならない。

ガイド・リンク(19)を使用すると、枢軸(20)

の軌跡は直線ではなくて比較的大きな半径EFを有する弧となる。従つて、2倍の経常振動数の振動力は、本来のつりあいのとれない力の振幅の約 $\frac{DC}{EF}$ 倍の振幅でもつて生ずる。比較的大きな半径EFになると、枢軸の動きは直線的な動きに近くなり、生ずる振動力は受容できるレベルになる。

動いているガイド・リンクの作用は、又、つりあいリンクの最適な配置を得ることを考慮に入れなければならない。



つりあいリンクの最適な配置を得るには、動いているガイド・リンクの作用も又考慮に入れなければならない。ガイド・リンクの一端は固定されているからガイド・リンクは、ガイド・リンクとつりあいリンクの間の枢軸上に作用する動くリンクの質量である有効質量を有する。つりあいリンクの質量と配置を選ぶについてはその有効質量を考慮に入れる。ガイド・リンクの幾何学はつりあいリンクについての上記の方程式(3)によつて決めることができる。しかし、それらの要素はつりあいリンクにとつてよりも、ガイド・リンクにとつて比較的重要でない。

第2図は、つりあいリンク(17')が第1図の装置のつりあいリンク(17)を横向きにした異なった装置を示す。第2図の装置はエンジンと連合のつりあい装置の全高を低くする。第2図では第1図の実施例様におけると同じ符号が類似の部分に付してある。

第2図ではエンジンは、ピストン(10)、シリンダ(11)及び軸受け(13)を含む。コネクティン

グ・ロッド(12)は軸(16)を有するクランク軸(14)に連結されている。つりあいリンク(17')は軸受け(13)とクランク軸の軸(16)を結ぶ線が軸受け(20)からクランク軸の軸(16)を結ぶ線にほぼ直角となるように位置決めされる。

つりあいリンク(17')はそのリンクの一端で(18)においてクランク軸に枢着されており、該リンクの他端はガイド・リンク(19)に(20)で枢着されており、そしてガイド・リンク(19)の他端はピボット(20)より上にある固定点(21)で枢着されている。

第2図の装置では、第1図の装置に関して上述した条件(1)、(2)及び(3)は未だあてはまる。しかし、条件(4)に関しては、ピストンとコネクティング・ロッドの質量のすべてがBに置かれ、(22)でのつりあい離りによるように回転の方向につりあいがとれていなければならないと仮定することが必要である。

第3図は第1図の概略の装置に基づいて本発明を並列2気筒オートバイエンジンに適用した

ところを示す。

普通のピストン(30)とコネクティング・ロッド(31)が軸受(33)に軸受けされた普通のクランク軸(32)に連結されている。クランク軸(32)は、コネクティング・ロッド(31)用のクランクピン(35)の他に、そしてその間にクランクピン(34)を有する。

つりあいリンク(37)はクランクピン(34)を有し、ホワイトメタル軸受け上を動くためにキャップ(38)でもつて保持されている。軸受の注油はエンジンオイルポンプ(図示せず)から導通する穴によつて行なわれ、線(39)によつて図式的に示されている。スラスト軸受(47)はつりあいリンク(37)の両側に設けられている。

点線で示すエンジンのクランクケース(40)は、つりあいリンク(37)及びピボットピン(44)に取りつけられたガイド・リンク(43)を取替るために、突線(41)で示すように拡がっている。ガイド・リンク(43)はピボットピン(45)によつてつりあいリンク(37)に連結され、ミソ穴(46)が

ガイド・リンク(43)を受けするために、つりあいリンク(37)の中に形成されている。

ピン(34)の軸とクランク軸の回転軸(40)の距離に等しいクランクピン(34)の行程はコネクティング・ロッドのクランクピン(35)の行程と180°隔っており、クランクケース(40)の延長の深さを最少にするように選択される。ピボットピン(45)とガイド・リンク枢軸(44)間の距離はクランクピン(34)の行程の8倍程度である。つりあいリンク(37)の大きさは先に略述した原理に従がい、クランクピン(34)の大きさは望ましい耐久性と潤滑特性が与えられるよう選択される。スラスト軸受け(48)はつりあいリンク(37)の両側に設けられている。

試験は、本発明が上下動の並進運動の振動を減らすに効果があることを示している。

第3図の並列2気筒エンジンの場合、唯一つのつりあいリンク(37)とそれに連合したガイド・リンク(43)が2つのピストンをつりあわせるために設けられている。更につりあいリンクはピ

ストンの動く平面に平行な平面を動き、又同じ方向、即ち図示の如く上下方向に動く。

つりあいリンクの異なつた装置は他の種類のエンジンに設けることができる。例えば単気筒エンジンは、ピストン用コネクティング・ロッドの各側に一つづつの二つのつりあいリンクを持つことが出来る。

第1図及び第3図の実施の態様では、ピストンとコネクティング・ロッドの連結点とクランク軸の軸とを結ぶ線と、つりあいリンクとガイド・リンクの連結点とクランク軸の軸とを結ぶ線が、その端面図において、実質的に同一線上にあることが判るであろう。そしてこの装置は、対応する線が実質的に相互に垂直である第2図の装置に優れたつりあい作用を与える。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明を具体化したエンジンの一形態の側面概略図、第2図は、本発明の他の実施態様を示す側面概略図、第3図は並列2気筒内燃エンジンに適用した本発明の実施態様の側面

図である。

- 10 ... ピストン
- 12 ... コネクティング・ロッド
- 13 } ... 軸 受
- 15 }
- 14 ... クランク軸
- 16 ... ビボット軸
- 17 } ... つりあいリンク
- 17' }
- 18 ... クランク・ピン
- 19 ... ガイド・リンク
- 30 ... ピストン
- 31 ... コネクティング・ロッド
- 32 ... クランク軸
- 33 ... 軸 受
- 34 } ... クランク・ピン
- 55 }
- 37 ... つりあいリンク
- 43 ... ガイド・リンク
- 44 ... ビボット・ピン

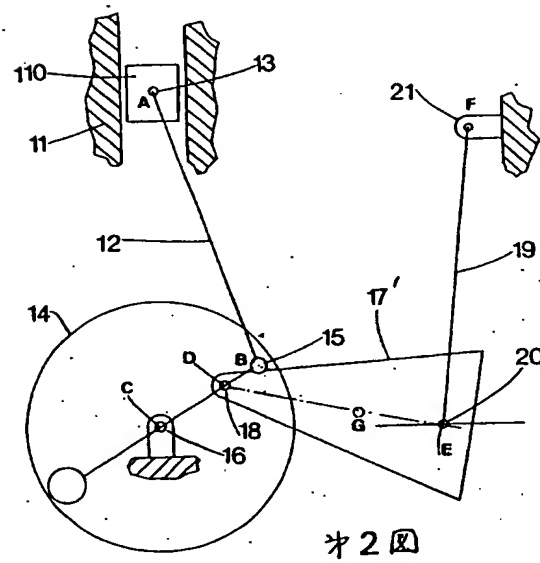
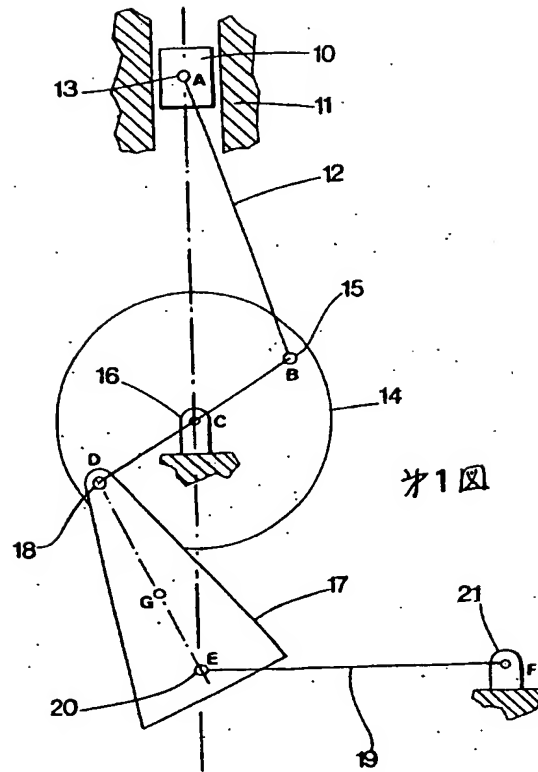
- 46 ... ミゾ穴
- 47 ... スラスト軸受

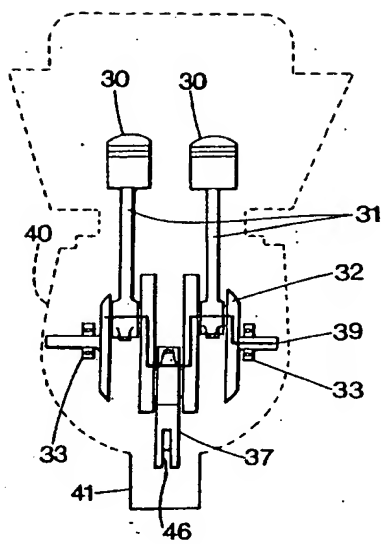
特許出願人

トライアンフ モーターサイクル
(メリダ) リミテッド

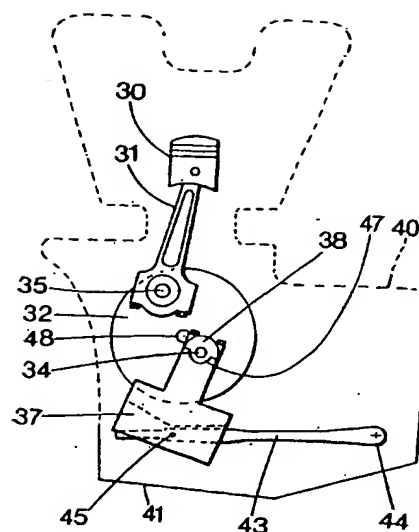
代 理 人

弁理士 行 本 康 治





才3図・1



才3図・2

TRANSLATION OF JAPANESE PATENT

PUBLICATION NO. JP57-1711139

(Item #2 of the list 2)

Publication Date: 1982.10.21

Applicant: Paran Aaru Menen (INN)

1) A counter weight for a piston device having a cylinder with an axis; a piston for executing a reciprocating motion in an axial direction which is provided within the cylinder and which is capable of sliding; a crank shaft that has a rotational axis that is perpendicular to the axis of the cylinder; a crank connection portion that is eccentric from the rotation axis by a fixed distance; and a connecting rod that is connected to the piston and the crank connection portion via a bearing, this piston device counter weight comprising:

a slide-way having an axis that is perpendicular to the axis of the crank shaft;

an eccentric connection portion which has an axis that is parallel to the axis of the crank shaft and which is provided at a deviation position from the crank shaft such that the eccentric connection portion rotates around the crank shaft axis, when the crank shaft rotates;

counter weights which are slidable and which execute a reciprocating motion in the axial direction in the slide-way;

a bearing on top of the counter weight devices that connects to an eccentric journal for rotation with respect to the eccentric connection portion; this counter weight for a displacement piston device being such that

one of the aforementioned devices is capable of sliding movement in a lateral direction with respect to the axis of the slide-way in a plane that is perpendicular to the axis of the connection portion, and the displacement piston device counter weight moves the counter weight device parallel to the axis of the slide-way, whereby reciprocating motion of the piston causes rotation of the crank shaft, which in turn causes rotation of the eccentric journal and rotation of the bearing, which thus cause a counter weight displacement movement to be executed in which the counter weight is moved with respect to an axis that is parallel to the axis of the slide-way.